

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Uzavřený zkušební okruh automobilových převodů

Closed Loop Testing Bench for Automobile Gears

Student:

Bc. Kohout Michal

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Havlík Jiří, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michal Kohout**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Uzavřený zkušební okruh automobilových převodů
Closed Loop Testing Bench for Automobile Gears
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete uzavřený zkušební okruh automobilových převodů:

1. Osová vzdálenost převodu 65 mm
 2. Maximální otáčky na vstupním hřídeli zkušební převodovky 2900 ot/min
 3. Minimální kroučicí moment na vstupním hřídeli zkušební převodovky 150 Nm
 4. Navrhnete uspořádání uzavřeného zkušební okruhu
 5. Proveďte rozbor zatížení okruhu
 6. Proveďte analýzu toku výkonu a navrhnete pohon zkušební okruhu
 7. Konstruktivně zpracujte převodové skříně zkušební okruhu
- Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavné výkresy převodových skříní zkušební okruhu a výrobní výkresy určených dílů

Seznam doporučené odborné literatury:

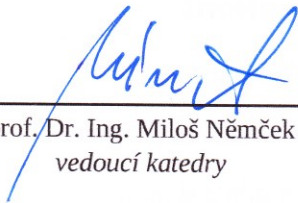
- BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě15.5.2017.....

.....Kohout.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15. 5. 2017


.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Michal Kohout

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Mosty u Jablunkova 1026, 739 98

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Kohout, M. *Uzavřený zkušební okruh automobilových převodů : diplomová práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra Částí a mechanismů strojů, 2017, 46s. Vedoucí práce: doc. Ing. Havlík Jiří, Ph.D.

Tato diplomová práce se zabývá problematikou zkoušení převodových skříní a konstrukčním návrhem uzavřeného zkušebního okruhu automobilových převodů. Úvod diplomové práce se soustředí na popis typů zkušebních zařízení pro provádění životnostních zkoušek převodových skříní. V další části jsou popsány zkušební okruhy, které byly realizovány jak v zahraničí, tak i v České republice, a je zde také uveden stručný popis převodové skříně, pro kterou je navržený zkušební okruh určen. Hlavní část práce je zaměřena na konstrukční návrh jednotlivých částí uzavřeného zkušebního okruhu. Závěr práce obsahuje nezbytné analýzy a výpočty, ze kterých návrh uzavřeného zkušebního okruhu vychází.

Klíčová slova: převodová skříň, uzavřený zkušební okruh, životnostní zkouška.

ANNOTATION OF MASTER'S THESIS

Kohout, M. *Closed Loop Testing Bench for Automobile Gears : Master's Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2017, 46p. Thesis head: doc. Ing. Havlík Jiří, Ph.D.

The master's thesis analyses the testing of gearboxes and focuses on the design of a closed loop testing bench for automobile gears. The introduction of the master's thesis aims on the description of the types of test stands for gearbox lifetime tests. The next part describes test stations that have been constructed, both foreign and Czech and there is also a brief description of the gearbox, for which the closed loop testing bench is designed. The main part of the thesis is focused on the design of individual parts of the closed testing bench. The conclusion of the thesis contains the necessary analyzes and engineering calculations, from which the design of the closed testing bench is based.

Keywords: Gearbox, Closed Loop Testing Bench, Lifetime Test.

Poděkování

Mé poděkování patří panu doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D. za odborné vedení, ochotu a cenné rady při zpracování této práce.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	8
1. Úvod.....	11
2. Typy zkušebních zařízení pro životnostní zkoušky převodových skříní.....	12
2.1 Jízdní zkoušky na testovacích polygonech	12
2.2 Zkoušky prováděné v laboratorních podmínkách.....	13
2.2.1 Otevřený zkušební okruh	13
2.2.2 Uzavřený zkušební okruh	14
3. Popis realizovaných zkušebních okruhů.....	16
3.1 Zkušební okruhy realizovány v ČR	16
3.2 Zkušební okruhy realizovány v zahraničí	18
4. Převodovka MQ 100.....	19
5. Navržený uzavřený zkušební okruh.....	22
5.1 Rám zkušebního okruhu	22
5.2 Návrh pohonu zkušebního okruhu.....	22
5.3 Hnaná větev okruhu	25
5.4 Napínací zařízení	28
5.5 Zkušební převodovka.....	30
5.6 Rozbor toku výkonu.....	33
5.7 Rozbor ztrát a výkonu v uzavřeném okruhu	34
5.8 Rozbor zatížení uzavřeného zkušebního okruhu	38
6. Pevnostní a návrhové výpočty	40
6.1 Návrhový výpočet ozubených spojek	40
6.2 Pevnostní kontrola svaru spojovací hřídele	41
7. Závěr	43
8. Seznam použitých zdrojů.....	44
9. Seznam příloh	46

Seznam použitých značek a symbolů

Označení	Legenda	Jednotka
a	Výška svaru	mm
d	Vnitřní průměr kuličkového ložiska	mm
d_H	Průměr výstupní hřídele elektromotoru	mm
d_s	Nominální dokončený otvor ozubené spojky	mm
d_{sMAX}	Maximální dokončený otvor ozubené spojky	mm
f_{sMAX}	Maximální vzorkovací frekvence snímače chyby převodu	Hz
k_s	Součinitel statické bezpečnosti	—
m_M	Hmotnost elektromotoru	kg
n_M	otáčky elektromotoru	1/min
n_{sMAX}	Maximální dovolené otáčky ozubené spojky	1/min
n_{sNMAX}	Maximální dovolené otáčky snímače chyby převodu	1/min
n_v	Ootáčky vstupní hřídele zkušební převodovky	1/min
$n_{vVII.}$	Výstupní otáčky z převodovky pro 2. převodový stupeň	1/min
$n_{vVIII.}$	Výstupní otáčky z převodovky pro 3. převodový stupeň	1/min
$n_{vIV.}$	Výstupní otáčky z převodovky pro 4. převodový stupeň	1/min
$+n$	Kladný směr otáčení vstupního hřídele zkušební převodovky	—
$-n$	Záporný směr otáčení vstupního hřídele zkušební převodovky	—
t	Tloušťka svaru	mm
$u_{1/2}$	Dílčí převodový poměr pro 2. převodový stupeň	—
$u_{3/4}$	Dílčí převodový poměr pro 3. převodový stupeň	—

Označení	Legenda	Jednotka
$u_{5/6}$	Dílčí převodový poměr pro 4. převodový stupeň	—
$Z_{\dot{r}}$	Počet zubů ozubeného řemene	—
$Z_{\dot{r}em}$	Počet zubů ozubené řemenice	—
z_1	Počet zubů pastorku 2. převodového stupně	—
z_2	Počet zubů kola 2. převodového stupně	—
z_3	Počet zubů pastorku 3. převodového stupně	—
z_4	Počet zubů kola 3. převodového stupně	—
z_5	Počet zubů pastorku 4. převodového stupně	—
z_6	Počet zubů kola 4. převodového stupně	—
A_1	Zkoušený agregát 1	—
A_2	Zkoušený agregát 2	—
B	Šířka ložiska	mm
$B_{\dot{r}}$	Šířka ozubeného řemene	mm
$B_{\dot{r}em}$	Šířka ozubené řemenice	mm
C	Základní dynamická únosnost ložiska	N
$C_{\dot{r}}$	Délka ozubeného řemene	mm
C_0	Základní statická únosnost ložiska	N
D	Vnější průměr kuličkového ložiska	mm
D_{SP}	Průměr spojovací hřídele v místě svarového styku	mm
D_W	Účinný průměr ozubené řemenice	mm
I	Jmenovitý proud elektromotoru	A
L_S	Celková délka ozubené spojky	mm
+M	Kladný směr předepínacího momentu	—
-M	Záporný směr předepínacího momentu	—
P	Zkušební výkon	kW
P_M	Potřebný výkon elektromotoru	kW

Označení	Legenda	Jednotka
P_{MT}	Jmenovitý výkon elektromotoru	kW
P_f	Rozteč zubů ozubeného řemene	mm
P_{ZA1}	Ztrátový výkon agregátu A_1	kW
P_{ZA2}	Ztrátový výkon agregátu A_2	kW
$P_{zř}$	Ztrátový výkon ozubeného převodu	kW
+P	Kladný směr toku zkušební výkonu	—
-P	Záporný směr toku zkušební výkonu	—
R_e	Mez kluzu materiálu	MPa
S_f	Servisní faktor ozubené spojky	—
T_{MAX}	Maximální dovolený točivý moment ozubené spojky	Nm
T_{NOM}	Nominální přenášený točivý moment ozubené spojky	Nm
T_{VS}	Točivý moment na vstupu do zkušební převodovky	Nm
$T_{VYII.}$	Výstupní točivý moment z převodovky pro 2. převodový stupeň	Nm
$T_{VYIII.}$	Výstupní točivý moment z převodovky pro 3. převodový stupeň	Nm
$T_{VYIV.}$	Výstupní točivý moment z převodovky pro 4. převodový stupeň	Nm
U_N	Napájecí napětí snímače chyby převodu	V
U_V	Výstupní napětí ze snímače chyby převodu	V
W_{KSV}	Průřezová charakteristika nosného průřezu svaru v krutu	mm ³
β	Součinitel tloušťky koutového svaru	—
η_{A1}	Účinnost agregátu A_1	—
η_{A2}	Účinnost agregátu A_2	—
η_L	Účinnost valivého ložiska	—
η_L	Účinnost valivého ložiska	—
η_{OZ}	Účinnost ozubeného soukolí se šikmými zuby	—
η_S	Účinnost ozubené spojky	—
$\eta_{ř}$	Účinnost řemenového převodu	—
ω	Úhlová rychlost hnané ozubené řemenice	—

1. Úvod

Pro předcházení vzniku problémů spjatých s provozem automobilu a následným poškozením převodového ústrojí slouží zkoušky, které mají za úkol poskytnout co nejvíce informací potřebných k bezproblémovému chodu převodového ústrojí. Uskutečněním zkoušky se jmenovitě zjišťují životnosti jednotlivých součástí převodovky (ozubených kol, hřídelů, ložisek), dále tuhost skříně, informace o vhodném typu a způsobu mazání a v neposlední řadě také celková účinnost zkoušeného agregátu.

Testováním převodových skříní se zabývají jak samotné automobilky, tak i technické univerzity. Pro provádění zkoušek se využívají testovací polygony, nebo zkoušky v laboratorním prostředí na specializovaných pracovištích.

Cílem této diplomové práce je navrhnout uzavřený zkušební okruh automobilových převodů. Dalším cílem je popis typů zkušebních zařízení pro zkoušení převodových skříní a také stručné nastínění používaných zkušebních zařízení v praxi.

2. Typy zkušebních zařízení pro životnostní zkoušky převodových skříní

2.1 Jízdní zkoušky na testovacích polygonech

Testovací polygony jsou uzavřené dráhy, na kterých se provádí testování různých typů vozidel. Cílem testovacího polygonu je přiblížit se na svých úsecích a drahách co nejvíce provozním podmínkám, které vznikají při běžném provozu daného vozidla. Proces ověření úprav převodovek z finančního a časového hlediska není v tomto případě ideální. Po každé modifikaci převodové skříně se musí vyslat vozidlo na zkušební okruh a poté vyhodnotit naměřenou telemetrii. Z tohoto důvodu je provádění životnostní zkoušky nevhodné.

Mezi nejrozsáhlejší zkušební centrum v České Republice, ale i ve střední Evropě, patří polygon automobilky Tatra Trucks a.s., nacházející se v Kopřivnici. Tento okruh nabízí různé druhy okruhů (rychlostní, terénní, svahový...), odlišné typy vozovek a součástí komplexu jsou i pracoviště pro zkoumání pevnosti dílců, zkušebna motorů a zkušebna agregátů. Letecký pohled na polygon je vyobrazen na obr. 2.1. [5]



Obr. 2.1 – Letecký pohled na zkušební polygon Tatra Trucks a.s.[5]

2.2 Zkoušky prováděné v laboratorních podmínkách

Zkoušky, které se v tomto případě provádějí na testovacích stavech, mají v porovnání se zkouškami na testovacích polygonech tu výhodu, že nekladou tak velké nároky na časovou organizaci a finanční nákladnost zkoušky. Obecně lze laboratorní zkoušky rozdělit na: životnostní, funkční a pevnostní. [3]

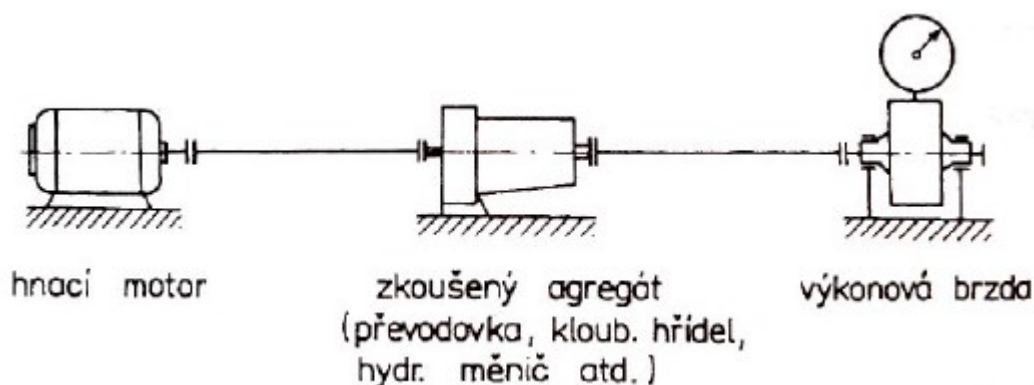
Podle způsobu zatěžování při provádění zkoušek lze testovací zařízení rozdělit na:

- zařízení s přímým zatížením (otevřený zkušební okruh)
- zařízení se zatížením vyvozeným předpětím (uzavřený zkušební okruh)
- zařízení se zatížením setrvačnou silou (setrvačnickový stav)
- zařízení s dynamickým zatížením (elektrohydraulický pulzátor)

Pro realizaci zkoušky životnosti se používají otevřené a uzavřené zkušební okruhy. Setrvačnickové stavy a elektrohydraulické pulzátory jsou vhodné pro realizaci jiných typů zkoušek – např. určení maximálních otáček kloubových hřídelů, určení tuhosti skříňe rozvodovky a další. [3]

2.2.1 Otevřený zkušební okruh

Výkon je přiváděn z hnacího motoru na zkoušený agregát (např. převodovka) a dále na zatěžovací zařízení v podobě výkonové brzdy, kde je výkon mařen. Schéma otevřeného zkušebního okruhu je znázorněno na obr. 2.2. [1]



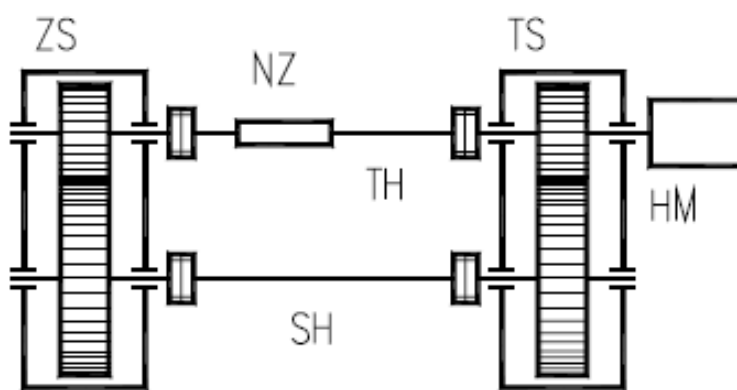
Obr. 2.2 – Schéma otevřeného zkušebního okruhu [1]

Výhodou koncepce otevřeného okruhu je možnost použití hnacího elektromotoru s takovými parametry, které odpovídají skutečným parametrům hnacího motoru ve vozidle. Pro věrnou simulaci skutečného zatížení převodovky se používá zapojení, kdy poháněcí motor z vozidla je nahrazen elektromotorem, který je spojen se zkoušenou převodovkou. Na výstupu z převodovky jsou dále zapojeny dva elektromotory, které představují zatížení od vozovky. Elektromotor lze se vstupní hřídelí zkoušené převodovky spojit pomocí řemenového převodu. Toto řešení umožňuje při poruše převodovky proklouznutí řemenového převodu a tím zabránění vzniku případných škod. [1]

Nevýhodou je vysoký příkon okruhu a s ním spojeny provozní náklady, jelikož celý protékající výkon se maří brzdou. Pokud je v okruhu zapojena převodová skříň pro vysoké výkony, pak je nutné použít rovněž velký brzdný moment. Další nevýhodou je obtížné řešení současného provádění životnostní zkoušky a simulace rázových účinků. [3]

2.2.2 Uzavřený zkušební okruh

Toto řešení zkoušení převodových skříní využívá cirkulaci výkonu v uzavřeném okruhu. Schéma tohoto okruhu je zobrazeno na obr. 2.3. Okruh je složen z hnacího motoru HM, technologické převodové skříně TS, torzního hřídele TH, napínacího zařízení NZ, zkušební převodové skříně ZS a spojovacího hřídele SH. [3]



Obr. 2.3 – Schéma uzavřeného zkušební okruhu [3]

Mezi přednosti uzavřeného zkušební okruhu patří zejména mnohem menší energetická náročnost okruhu. Hnací motor nemusí vyvodit potřebné provozní zatížení na zkoušenou převodovou skříň, tak jak je tomu u otevřeného okruhu.

Předepnutí na požadovaný moment je docíleno napínacím zařízením. Hnací motor tedy kryje pouze ztráty vzniklé v uzavřeném okruhu. Okruh je tímto vhodný ke dlouhodobým životnostním zkouškám jednotlivých dílů převodové skříně. Nevýhodou okruhu je nutnost použití technologické převodovky, která uzavírá tok zkušební výkonu. [3]

Významným členem v okruhu je přítomnost napínacího zařízení, které vnáší do uzavřeného okruhu potřebné předepnutí. Toto předepnutí lze realizovat dvěma způsoby:

- fixačně – během životnostní zkoušky se nedá měnit smysl ani velikost zatěžovacího momentu. [3]
- flexibilně – během zkoušky lze měnit velikost zatěžovacího momentu a někdy také i jeho smysl. [3]

Nejjednodušším příkladem fixačního způsobu je použití upínacích kroužků. Předepínací moment je vyvozen vlivem závaží upnutého na rameni. Velikost momentu se kontroluje měřením. Jakmile předepínací moment dosáhne požadované hodnoty, tak dojde ke spojení levé a pravé větve okruhu pomocí upínacího kroužku – viz obr. 2.4. Místo upínacího kroužku lze také použít levnější metodu v podobě trubkové spojky. [3]

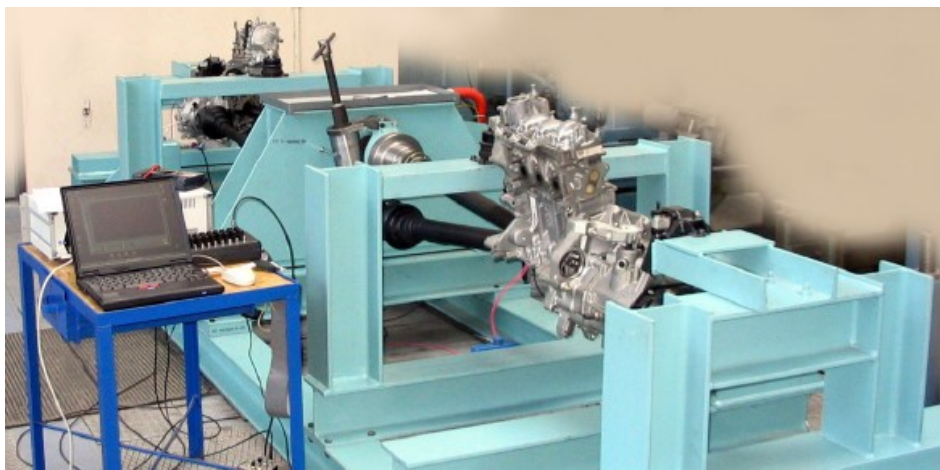


Obr. 2.4 – Uzavřený zkušební okruh s fixací předpětí upínacími kroužky [3]

3. Popis realizovaných zkušebních okruhů

3.1 Zkušební okruhy realizovány v ČR

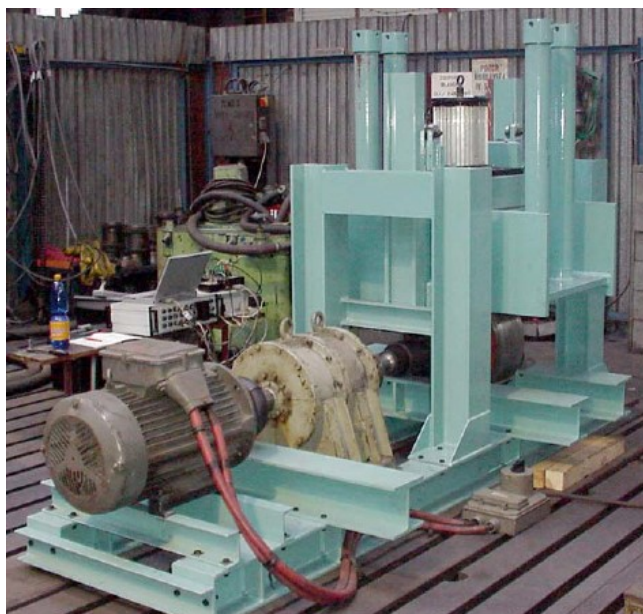
V roce 2002 byl prof. Ing. Vladimírem Moravcem, CSc., a doc. Ing. Jiřím Havlíkem, Ph.D. z Katedry částí a mechanismů strojů, Strojní fakulty, VŠB - TUO, navržen uzavřený zkušební okruh pro převodovou skříň MQ 200, který je zobrazen na obr. 3.1. [3]



Obr. 3.1 – Uzavřený zkušební okruh pro převodovou skříň MQ200 [3]

Zkušební okruh dovoluje poskytnout vnitřní výkon 40 kW. Hlavním využitím okruhu je realizace životnostních zkoušek jednotlivých dílů převodové skříně, dále zjištění účinnosti převodovek a měření hluku a vibrací. [2]

Mezi další realizovaný projekt Katedry částí a mechanismů strojů, Strojní fakulty, VŠB – TUO, patří navržený uzavřený zkušební okruh pro firmu Jungheinrich Hamburk – viz obr. 3.2. Okruh byl určen primárně pro realizaci životnostní zkoušky převodovek vysokozdvížných vozíků. [3]



Obr. 3.2 – Realizovaný zkušební okruh VŠB – TUO [3]

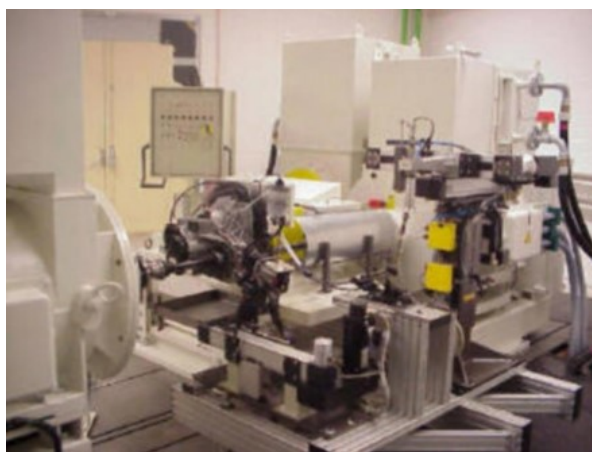
Pro provádění životnostních zkoušek ozubených kol s modifikovaným ozubením byl na VŠB – TUO navrhnout a zrealizován uzavřený zkušební okruh – viz obr. 3.3. Hnací asynchronní elektromotor a zkoušená převodovka jsou připojeny k ocelovému rámu zkušebního zařízení. K přenosu otáček na vstupní hřídel zkoušené převodovky je v tomto případě použit řemenový převod.



Obr. 3.3 – Uzavřený zkušební okruh pro ozubená kola s modifikovaným ozubením [3]

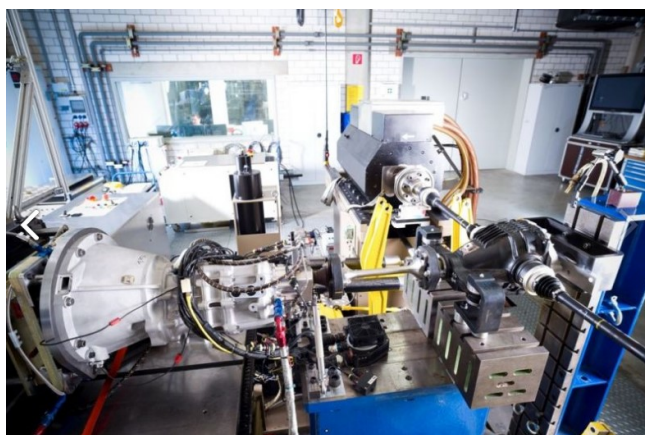
3.2 Zkušební okruhy realizovány v zahraničí

Automobilka Ford využívá při zjišťování jednotlivých parametrů zkoušených převodovek testovací stanici, která umí věrně simulovat reálné provozní zatížení. Na testovací stanici se na výstupu ze zkoušené převodovky provádí měření točivých momentů a otáček. Mezi další měřené parametry patří např. hluk generovaný chodem agregátu. Testovací stanice Ford je vyobrazena na obr. 3.4. [6]



Obr. 3.4 – Testovací stanice Ford [6]

Pro testování svých převodovek používá automobilka Toyota testovací okruh, který je zobrazen na obr. 3.5. Zatížení převodovky zde napodobují hydraulické brzdy. Pohon převodovky je zajištěn třemi elektromotory. Okruh poskytuje informace o účinnosti zkoušených převodovek a také se díky němu dají analyzovat informace o použitých druzích a způsobech mazání. [7]

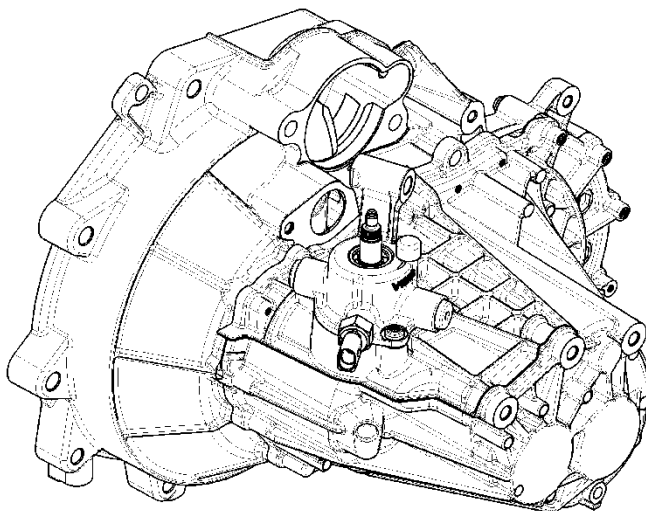


Obr. 3.5 – Testovací okruh Toyota [7]

4. Převodovka MQ 100

Navržený uzavřený zkušební okruh je určen pro životnostní zkoušky a zkoušky hluku a vibrační převodovky MQ 100, která je zobrazena na obr. 4.1. Jedná se o manuálně řazenou pětistupňovou převodovku, která se používá v automobilech koncernu Volkswagen Group AG. Využívá se u automobilů s motorem uloženým vepředu napříč. Vyrábí se od roku 2011 a patří k nejlehčím převodovkám ve své momentové třídě. Uplatnění nachází ve spojení s atmosférickými jednoritrovými tříválci 1.0 MPI, a to jmenovitě v modelech Škoda Citigo, Škoda Fabia 3. generace, Volkswagen Up! a Seat Mii. [8]

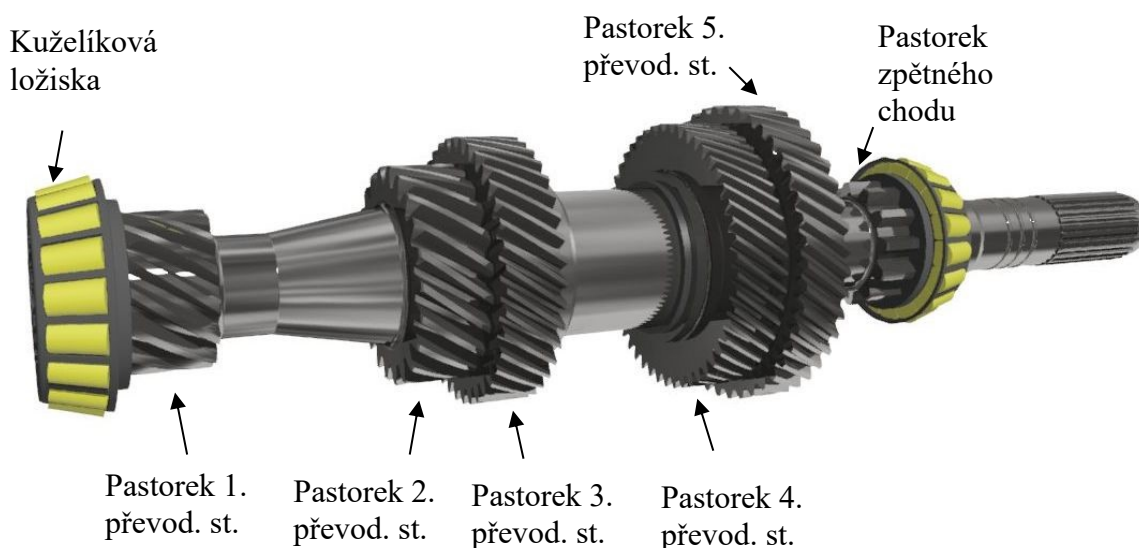
Převodovka je složena ze skříně převodovky a skříně spojky. Součástí převodovky je rozvodovka s diferenciálem, která přenáší hnací sílu na hnaná kola automobilu. Hnací síla se přenáší z motoru do převodovky přes jednokotoučovou třecí spojku. Maximální přípustný točivý moment na vstupu do převodovky je 120 Nm. Mazání převodovky zajišťuje převodový olej o objemu 1,2 l a celková hmotnost převodovky činí 26,6 kg. [9]



Obr. 4.1 – Převodovka MQ 100[4]

Základními částmi převodovky jsou hnací hřídel, hnaná hřídel a diferenciál. Pro přenos točivého momentu na hnací hřídel převodovky slouží evolventní drážkování. Hnaná i hnací hřídel jsou vyrobeny z oceli 14 220.

Hnací hřídel, která je zobrazena na obr. 4.2, je uložena ve dvou kuželíkových ložiskách, jejichž vnější kroužky jsou nalisovány do tělesa převodovky. Součástí hnací hřídele jsou ozubení pastorků prvního a druhého převodového stupně. Pastorky pro třetí, čtvrtý a pátý převodový stupeň jsou na hnací hřídel nalisovány a zajištěny pojistnými kroužky. U všech uvedených pastorků je použito šikmé evolventní ozubení. Součástí hnací hřídele je dále pastorek pro zpětný chod, který má přímé evolventní ozubení.

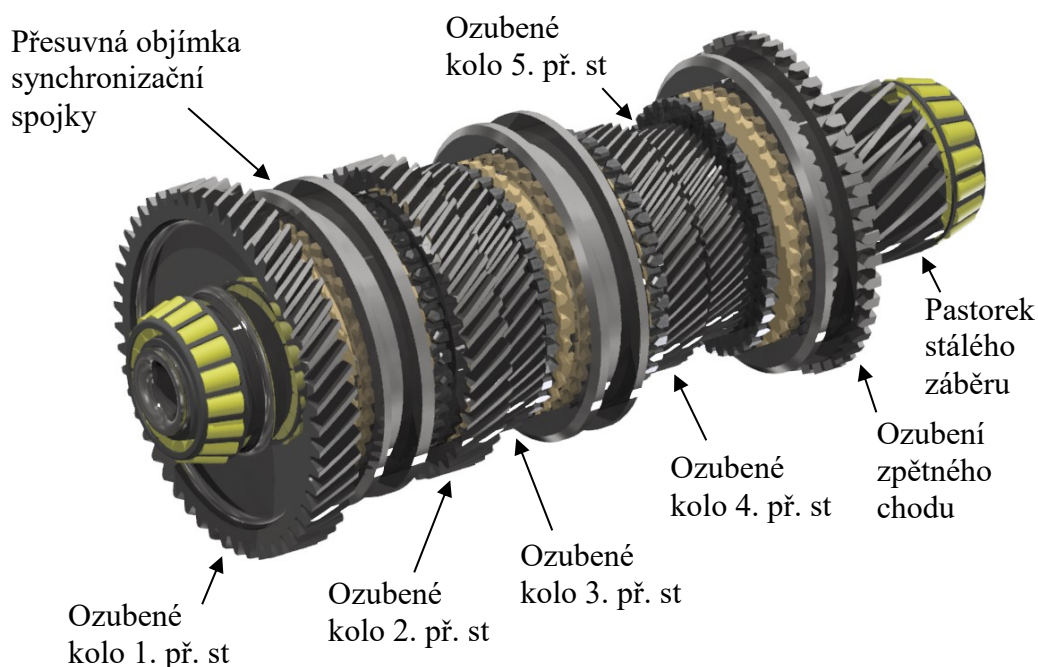


Obr. 4.2 – Hnací hřídel převodovky MQ 100

Pro uložení hnané hřídele, která je vyobrazena na obr. 4.3, jsou použita rovněž dvě kuželíková ložiska. Hnaná ozubená kola jednotlivých převodových stupňů jsou uložena volně na jehlových ložiskách. Na synchronizační objímce pátého převodového stupně je vyrobeno ozubení pro zpětný chod. Pro změnu smyslu otáčení hnací a hnané hřídele při zpětném chodu je použito vložené kolo s přímým ozubením.

Všechny převodové stupně mimo zpětného chodu jsou synchronizovány. K zařazení požadovaného převodového stupně slouží synchronizační spojky. Synchronizační jádro je spojeno pevně přes drážkování s hnanou hřídelí. Přesuvná synchronizační objímka s vnitřním ozubením se přesouvá řadícími vidličkami po synchronizačním jádru. Díky vzájemnému tření kuželových ploch synchronizačního kroužku a řazeného ozubeného kola dochází k vyrovnání otáček ozubeného kola a hnané hřídele.

Pro zlepšení odchodu oleje, který stěžuje synchronizaci, je na vnitřní kuželové ploše synchronizačního kroužku vytvořeno drážkování. Po přesunutí synchronizační objímky přes synchronizační ozubení řazeného kola dochází k samotnému zařazení požadovaného převodového stupně.



Obr. 4.3 – Hnaná hřídel převodovky MQ 100

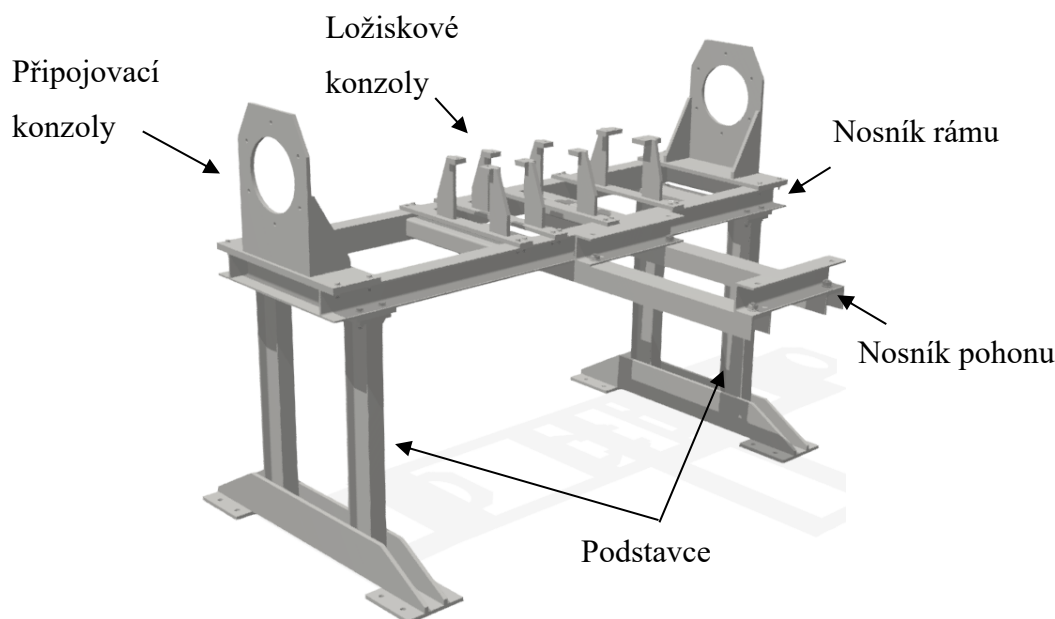
Točivý moment se přenáší z hnané hřídele přes pastorek stálého záběru na diferenciál. K uložení diferenciálu jsou použita dvě kuželíková ložiska, která jsou umístěna ve skříni převodovky a ve spojkové skříni. Klec a ozubení diferenciálu jsou spojeny nýty. Pro připojení poloos slouží přírubové hřídele rozvodovky.

5. Navržený uzavřený zkušební okruh

5.1 Rám zkušební okruhu

Základními částmi navrženého zkušební okruhu jsou: rám, pohon okruhu, napínací zařízení, hnaná větev, torzní hřídel, zkušební převodovka a technologická převodovka.

Navržený rám vychází z rámu, který byl použit u návrhu uzavřeného zkušební okruhu na VŠB – TUO v minulosti a je jeho modifikací. Nosník rámu je šroubovými spoji upevněn na dvou ocelových podstavcích, které jsou řešeny jako svařenec z normalizovaných profilů a ocelových výpalků. Na nosníku rámu jsou připevněny dvě přípojovací konzoly, které slouží pro připojení zkušební a technologické převodovky do okruhu. Součástí rámu jsou dále ložiskové konzoly, jež slouží k instalaci ložiskových domků. Úlohou nosníku pohonu je upevnění pohonné jednotky a napínacích lišt. Navržený rám je zobrazen na obr. 5.1.



Obr. 5.1 – Rám uzavřeného zkušební okruhu

5.2 Návrh pohonu zkušební okruhu

Pro co nejpřesnější napodobení reálných provozních podmínek je potřeba použít pohon, který bude nejvěrněji napodobovat zatížení na vstupním hřídeli zkušební převodovky.

Jako zdroje výkonu se u zkušebních okruhů používají synchronní elektromotory, asynchronní elektromotory a hydromotory.

U synchronních elektromotorů je velmi těžké se přiblížit dynamickým vlastnostem spalovacího motoru. Pro použití v uzavřeném zkušebním okruhu se jeví jako nejlepší možnost použití asynchronního elektrického motoru. Tyto elektromotory nalézají široké uplatnění v celém spektru průmyslových aplikací, např. u pohonů obráběcích strojů, čerpadel, lisů apod. Z výsledku výpočtu potřebného výkonu dle rovnice 5.13 volím pro pohon uzavřeného zkušebního okruhu třífázový asynchronní elektromotor Siemens 1LA7 166 – 0AA. Jedná se o dvouotáčkový elektromotor s kotvou nakrátko. Technické parametry zvoleného elektromotoru jsou uvedeny v tab. 5.1. [10]

Tab. 5.1 – Technické parametry elektromotoru Siemens 1LA 166 – 0AA [10]

Označení	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý výkon P_{MT}	13/17	kW
Otáčky elektromotoru n_M	1455/2900	1/min
Průměr výstupní hřídele d_H	42	mm
Jmenovitý proud při 400V I	25,6/32	A
Hmotnost m_M	93	kg

Pro přenos otáček z elektromotoru na hnanou větev uzavřeného okruhu je použit ozubený řemen. Výhodou tohoto řešení je vysoká účinnost převodu, přenos zatížení bez prokluzu, malé předepínací síly a zachycení a tlumení rázů díky pružnosti řemene. Návrhový výpočet byl proveden s využitím softwaru Continental ContitechSuite 7.4, který se specializuje na návrh řemenových převodů. Výstup z návrhu je přiložen v příloze diplomové práce.

Jako vhodný řemen pro přenos zatížení byl zvolen ozubený řemen Continental Contitech 08M – 1200 – 30 Synchroforce CXP III. Materiál řemenu je neopren a v porovnání s polyuretanovými řemeny má vyšší účinnost přenosu točivého momentu. Technické parametry zvoleného ozubeného řemenu jsou uvedeny v tab. 5.2.[11]

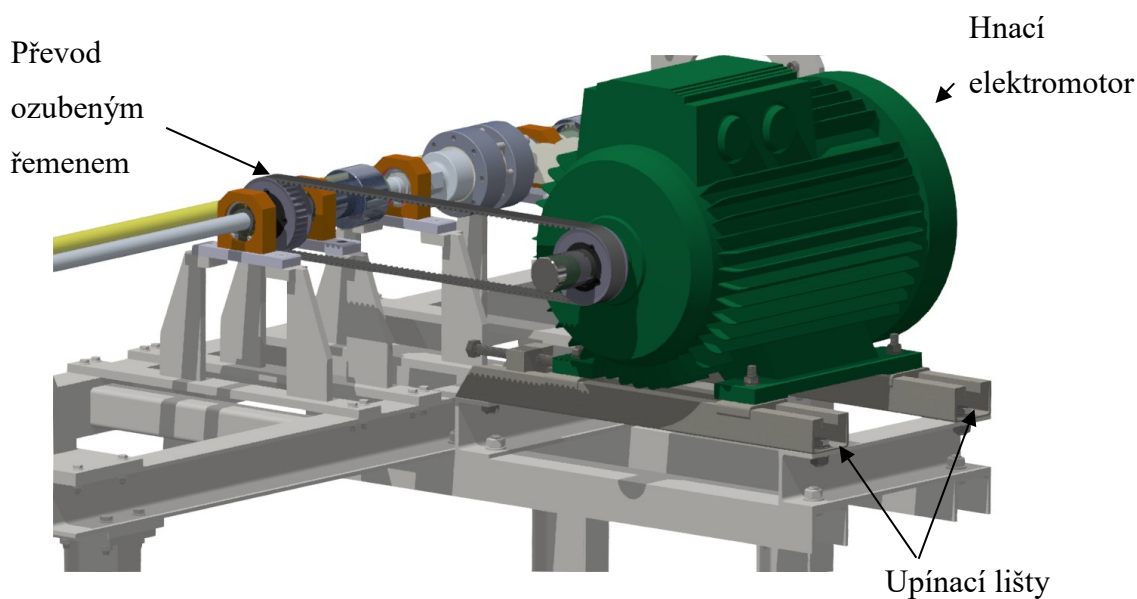
Tab. 5.2 – Technické parametry ozubeného řemenu 08M – 1200 – 30 [11]

Označení	Hodnota	Jednotka
Šířka řemene B_f	30	mm
Délka řemene C_f	1200	mm
Počet zubů řemene z_f	150	-
Rozteč P_f	8	mm

Velmi významnou částí u převodu ozubeným řemenem je nastavení správného předpětí řemene. Pokud je toto předpětí správně nastaveno, pak je zajištěn optimální záběr zubů z řemene na řemenici a je omezeno kmitání volné větve ozubeného převodu. Toto vede k dosažení předepsané životnosti řemene. [12]

K vyvození potřebného předpětí řemene je asynchronní elektromotor nainstalován na dvou upínacích lištách TT132/10 Linea – viz obr. 5.2. Upínací lišty jsou vyrobeny z profilovaného plechu a předepnutí ozubeného řemene se docílí otáčením napínacího šroubu. Upnutí lišt k rámu zkušebního zařízení je realizováno čtyřmi šroubovými spoji. [13]

Pro kontrolu předepsaného předpětí řemene volím měřicí přístroj TYMA BELT CONTROL 1. Jedná se cenově dostupný měřič napnutí řemenu. Přístroj funguje na principu siloměru. Působením síly na větev ozubeného řemene narůstá její průhyb a ten se porovnává s předem známou doporučenou hodnotou. [12]



Obr. 5.2 – Detail pohonu zkušebního okruhu

Ozubený řemen přenáší zatížení díky normalizovaným ozubeným řemenicím. Obě řemenice mají stejný počet zubů, nedochází tedy ke změně otáček z elektromotoru na hnanou větev uzavřeného okruhu. Vstupní hřídel zkušební převodovky se otáčí rychlostí $n_v = 2900$ ot/min. Pro použití ve zkušebním okruhu volím dvě ozubené řemenice TYMA 34 – 08M – 30 3F 1615. Technická specifikace zvolených ozubených řemenic je uvedena v tab. 5.3. [14]

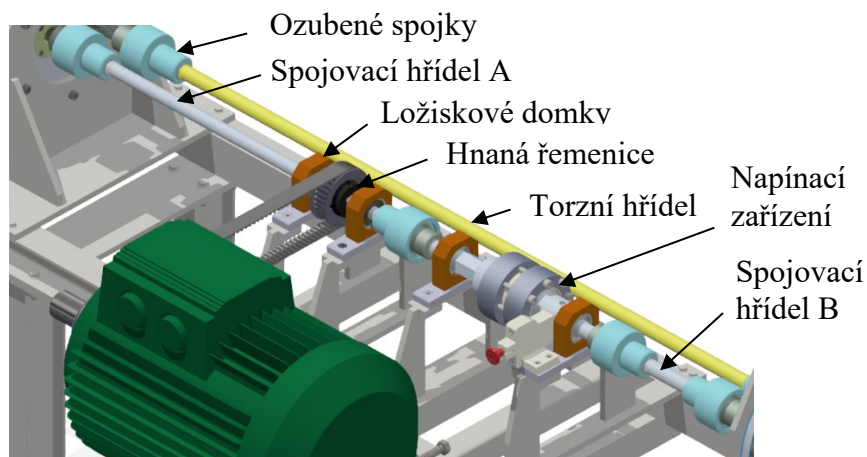
Tab. 5.3 – Technická specifikace ozubené řemenice TYMA 34 – 05M – 30 3F 1615 [14]

Označení	Hodnota	Jednotka
$Z_{řem}$	34	-
D_w	86,58	mm
$B_{řem}$	30	mm
Typ pouzdra	1615	-

Ozubené řemenice tohoto typu se montují na hřídele upínacími kuželovými pouzdry. Pro upevnění řemenice na hnané větvi volím kuželové upínací pouzdro TB 1615 – 20 a pro upevnění řemenice na hřídel elektromotoru pouzdro TB 1615 – 42. Upínací pouzdra jsou vyrobena ze šedé litiny. Po upevnění pouzder na hřídele upínacími šrouby je zajištěn bezpečný přenos točivého momentu. Řemenice jsou dále po upnutí zajištěny vůči axiálnímu pohybu. [15]

5.3 Hnaná větev okruhu

Hnaná větev okruhu se skládá ze dvou spojovacích hřídelů a napínacího zařízení. Hnaná řemenice přenáší otáčky na „spojovací hřídel A“ hnané větve okruhu – viz obr. 5.3. Spojovací hřídele jsou uloženy v kuličkových ložiskách ložiskových domků. Axiální zajištění ložisek zajišťují pojistné kroužky. Ložiskové domky jsou použity z existujícího uzavřeného zkušebního okruhu na VŠB – TUO. Zajištění ložiskových domků k ložiskovým konzolám je realizováno šroubovými spoji.



Obr. 5.3 – Hnaná větev zkušebního okruhu

Pro uložení „spojovací hřídele A“ volím dvě jednořadá radiální kuličková ložiska 6204 SKF Explorer. Technické informace o zvoleném ložisku jsou uvedeny v tab. 5.4. [16]

Tab. 5.4 – Technické informace ložiska 6204 SKF Explorer [16]

Označení	Hodnota	Jednotka
d	20	mm
D	47	mm
B	14	mm
C	13 500	N
C ₀	6 500	N

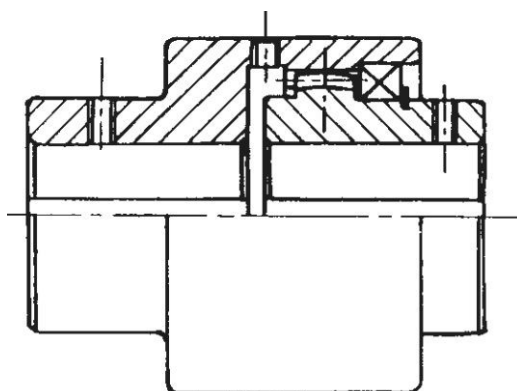
Součástí hnané větve uzavřeného okruhu je dále napínací zařízení. Podrobnější popis napínacího zařízení je uveden v kapitole 5.4. Pro jeho uložení ve zkušebním zařízení jsou opět použita kuličková ložiska. Volím dvě radiální kuličková ložiska 6005 – Z SKF Explorer, jejichž technické informace jsou uvedeny v tab. 5.5. [16]

Tab. 5.5 – Technické informace ložiska 6005 - SKF Explorer [16]

Označení	Hodnota	Jednotka
d	25	mm
D	47	mm
B	12	mm
C	11 900	N
C ₀	6 500	N

Přenos točivého momentu v uzavřeném zkušebním okruhu zajišťují spojovací hřídele. Jejich spojení s dalšími částmi okruhu je realizováno evolventním drážkováním. Tento typ tvarového spoje je taktéž použit u torzní hřídele. Pro spojovací hřídele volím evolventní drážkování DIN 5480 – W 22x0,75x30x28x9g. Spojení mezi zkušební a technologickou převodovkou poskytuje torzní hřídel. Jako materiál spojovacích hřídelů a torzní hřídele volím ocel 12 060.9. [17]

K přenosu točivého momentu mezi jednotlivými členy zkušebního okruhu jsou určeny ozubené spojky Giflex GFAS. Tyto spojky mají schopnost vyrovnávat úhlové, radiální i axiální vychýlení spojovaných součástí a poskytují konstantní přenos úhlové rychlosti. Spojky dále schopny tlumit kmity a rázy, které mohou vznikat v důsledku chodu zkušebního zařízení. Kompaktní spojky GFA jsou sestaveny z ozubeného náboje a vnější ozubené objímky – viz obr. 5.4. Náboje a objímka jsou vyhotoveny z uhlíkové oceli a jejich ozubení má dvojité progresivní zakřivení zubů. Uvnitř spojky je mazivo zajištěno dvěma těsnícími kroužky. Úhlové vychýlení spojky by nemělo být vyšší než 0,5 stupňů. Pojištění proti vysunutí z hřídelů je zajištěno pojistnými kroužky a pojistnými šrouby. [18]



Obr. 5.4 – Spojka Giflex GFAS [18]

Pro spojení spojovacích hřídelů se zkoušenými agregáty a pro spojení spojovacích hřídelů s napínacím zařízením volím čtyři ozubené spojky Giflex GFAS – 25 – NL se zvonem a prodlouženým nábojem. Jejich rozměrové údaje jsou uvedeny v tab. 5.6. [18]

Tab. 5.6 – Rozměrové údaje spojky Giflex GFAS – 25 – NL [18]

Označení	Hodnota	Jednotka
d_s	25	mm
d_{sMAX}	28	mm
L_s	104	mm

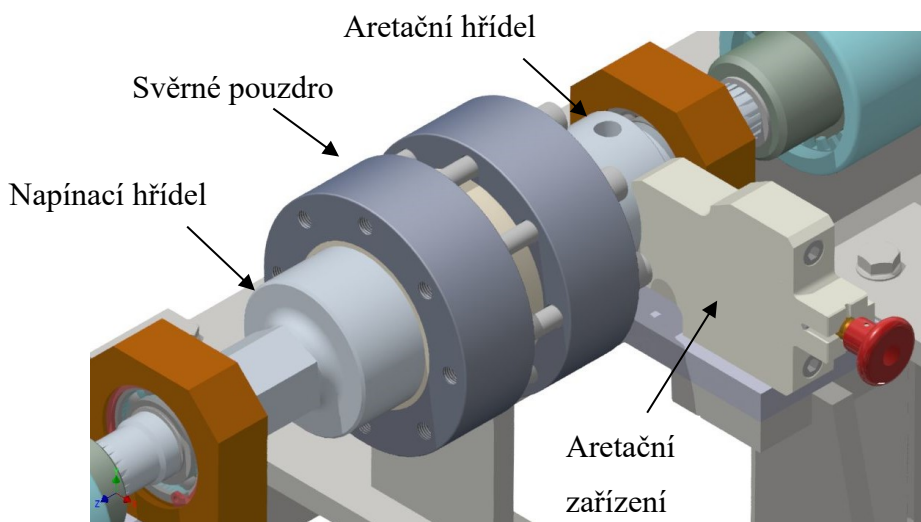
Spojení torzní hřídele se zkoušenými agregáty je rovněž realizováno pružnými ozubenými spojkami. Pro toto spojení volím dvě pružné ozubené spojky Giflex GFAS – 25 – LL s prodlouženým zvonem a s prodlouženým nábojem. Rozměrové údaje těchto zvolených spojek jsou uvedeny v tab. 5.7. [18]

Tab. 5.7 – Rozměrové údaje spojky Giflex GFAS – 25 – LL [18]

Označení	Hodnota	Jednotka
d_s	25	mm
d_{sMAX}	28	mm
L_s	123	mm

5.4 Napínací zařízení

K předepnutí zkušebnímu uzavřenému okruhu na zvolený předepínací moment 200 Nm je v okruhu použito napínacího zařízení, které bylo již v minulosti na VŠB - TUO nainstalováno do zkušebnímu okruhu. Napínací zařízení je složeno z napínací hřídele, svěrného pouzdra, aretačního hřídele a aretačního zařízení - viz obr. 5.5. Operace s napínacím zařízením probíhá vždy za klidu stroje.



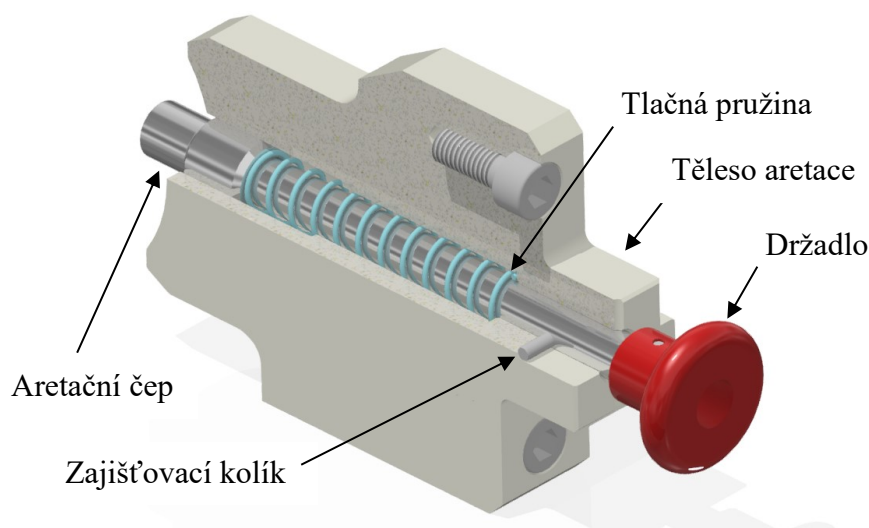
Obr. 5.5 – Napínací zařízení

Postup při práci s napínacím zařízením:

- Obsluha povolí zajišťovací šrouby svěrného pouzdra.
- Obsluha aretačním zařízením zaaretuje aretační hřídel.
- Na napínací hřídeli se maticovým klíčem nastaví požadovaný předepínací moment a to buď ve směru $+M$ a nebo $-M$ – viz kapitola 5.6.
- Po dosažení potřebného předepínacího momentu se aretační a napínací hřídel opět spojí svěrným pouzdrem utáhnutím jeho zajišťovacích šroubů.
- Obsluha odaretuje aretační hřídel a spustí hnací elektromotor uzavřeného zkušebního okruhu.

Aretační zařízení

Aretační zařízení se skládá z tělesa aretace, aretačního čepu, pružiny a držadla. Aretační hřídel má na svém obvodu vyvrtány otvory pro vsunutí aretačního čepu. Pootočením držadla se zajistí zasunutí aretačního čepu do otvoru aretační hřídele a tímto se dosáhne zajištění aretační hřídele proti pootočení. Pro odaretování je nutné opět pootočit držadlem a zajistit aretační čep zajišťovacím kolíkem. Řez aretačním zařízením je vyobrazen na obr. 5.6.

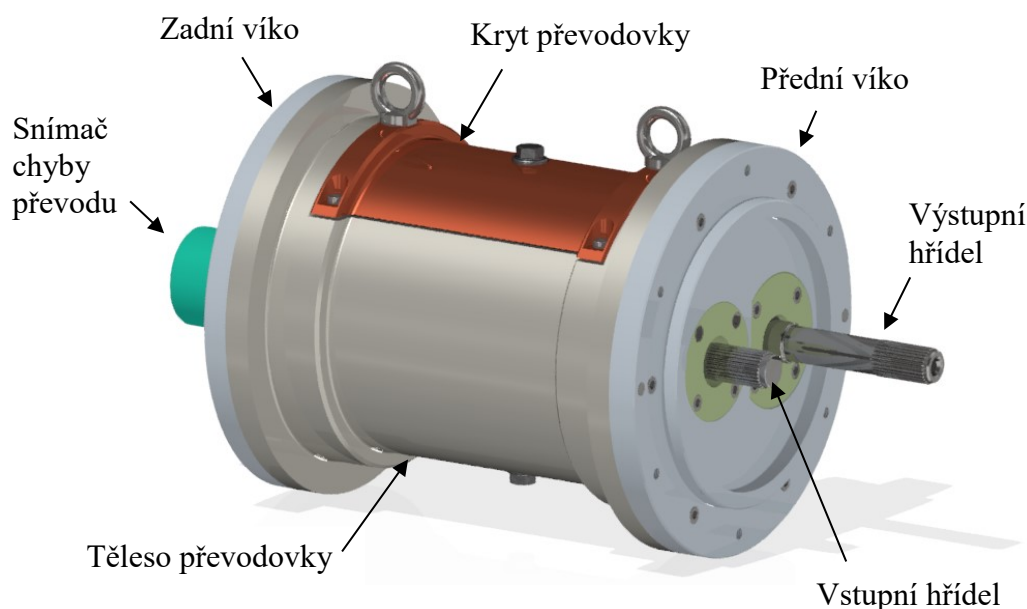


Obr. 5.6 – Aretační zařízení

5.5 Zkušební převodovka

Zkušební převodovka je připevněna šesticí šroubů k připojovací konzole rámu. Zkušební převodovka a technologická převodovka jsou z konstrukčního hlediska totožné. Ke spojení zkušební převodovky a technologické převodovky slouží v okruhu torzní hřídel.

Navržená zkušební převodovka je koncipována jako tunelová a jejími hlavními částmi jsou těleso převodovky, přední a zadní víko, kryt převodovky, vstupní hřídel, výstupní hřídel a snímač chyby převodu – viz obr. 5.7. Zkušební převodovka je navržena pro zkoušení druhého, třetího a čtvrtého převodového stupně převodovky MQ 100.



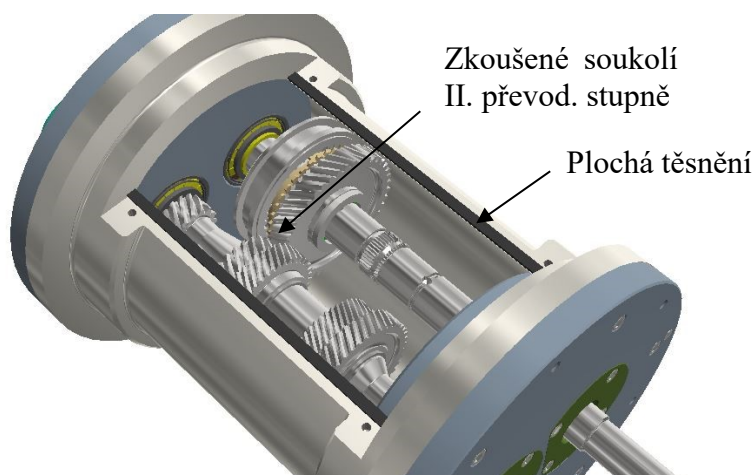
Obr. 5.7 – Zkušební převodovka

Těleso převodovky poskytuje dostatečnou tuhost konstrukce. Při nedodržení požadované tuhosti by byla soukolí i ložiska nadměrně opotřebována a zkracovala by se tak výrazně životnost převodovky. Přední a zadní víko jsou k tělesu převodovky připojeny šroubovými spoji. Pro přesné ustavení vzájemné polohy jsou obě víka s tělesem převodovky spojena válcovými kolíky. [20]

Úkolem krytu je poskytnutí dostatečného prostoru k manuálnímu zařazení požadované rychlosti a dále je díky němu možná rychlá vizuální kontrola vnitřního prostoru převodovky, včetně kontroly stavu oleje. Pro doplnění olejové náplně slouží šroubovací zátka umístěna na krytu převodovky. Na spodní straně tělesa převodovky je umístěn vypouštěcí šroub.

K zajištění správného mazání a odvodu tepla je navržená převodovka mazána převodovým olejem s označením G 052 171 A2. Stejný typ olejové náplně je použit v převodovce MQ 100.

Utěsnění prostoru mezi tělesem převodovky a krytem převodovky poskytují dvě plochá pryžová těsnění, která jsou nalepena na tělese převodovky – viz obr. 5.8. Na obvodu obou vík je umístěn pryžový těsnící o - kroužek, čímž je zabráněno úniku olejové náplně mezi tělesem převodovky a předním a zadním víkem. [21] [22]



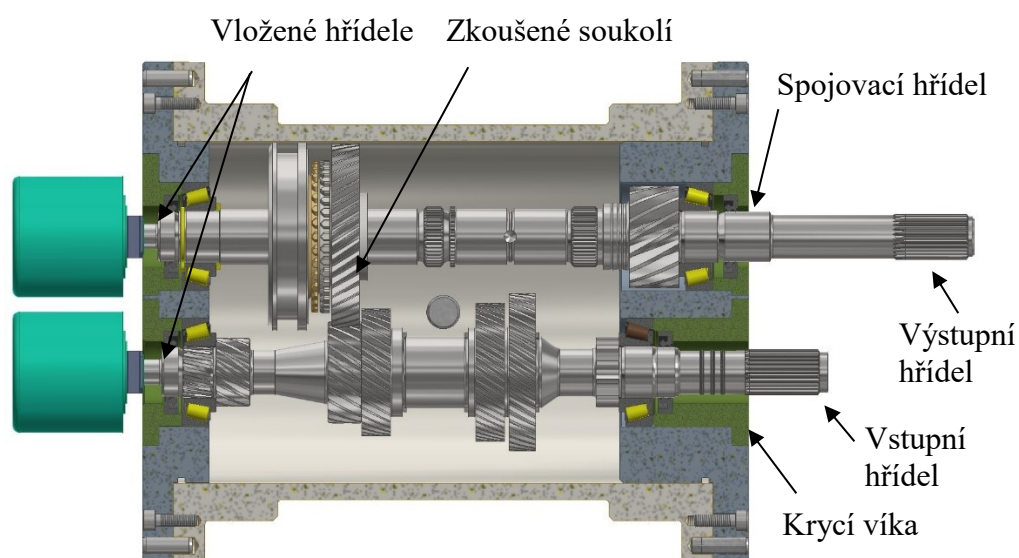
Obr. 5.8 – Vnitřní prostor zkušební převodovky

Základní část vstupní hřídele navržené zkušební převodovky odpovídá hnací hřídeli převodovky MQ 100. Z důvodu umožnění vývodu na snímač chyby převodu jsou k vstupní a výstupní hřídeli připojeny vložené hřídele. Stejně jako u MQ 100 je vstupní hřídel uložena ve dvojici kuželíkových ložisek NSK HR30205J. Vnější kroužky ložisek jsou nalisovány v tělesech předního a zadního víka a jejich axiální zajištění je řešeno krycími víky. Celkem čtyři krycí víka převodovky jsou připevněna zápusťnými šrouby.

Do těles krycích vík jsou umístěny hřídelové těsnící kroužky, které zabraňují úniku oleje a taktéž brání nežádoucímu vniku nečistot. Pro utěsnění vstupní a výstupní hřídele volím čtyři hřídelové těsnící kroužky 24 x 40 x 7 WA NBR DIN 3760. [19]

Uložení výstupní hřídele do převodovky je opět řešeno použitím dvojice kuželíkových ložisek. Pro provedení potřebných zkoušek se na výstupní hřídel nasadí vždy pouze dané ozubené kolo, které odpovídá zkoušenému převodovému stupni. Samozřejmostí je instalace dané synchronizační spojky.

Výstupní hřídel se skládá z vložené hřídele, hnané hřídele MQ 100 a spojovací hřídele. Spojovací hřídel je nalisována do existujícího otvoru hnané hřídele a je k ní obvodově přivařena. Stejné spojení je použito u vložených hřídelů. Na spojovací hřídeli je vytvořeno evolventní drážkování pro spojení s ozubenou spojkou. Toto drážkování je rozměrově shodné s drážkováním na hnací hřídeli převodovky MQ 100. Spojovací hřídel je navržena z oceli 14 220. Řez navrženou zkušební převodovkou je zobrazen na obr. 5.9.



Obr. 5.9 – Řez navrženou zkušební převodovkou

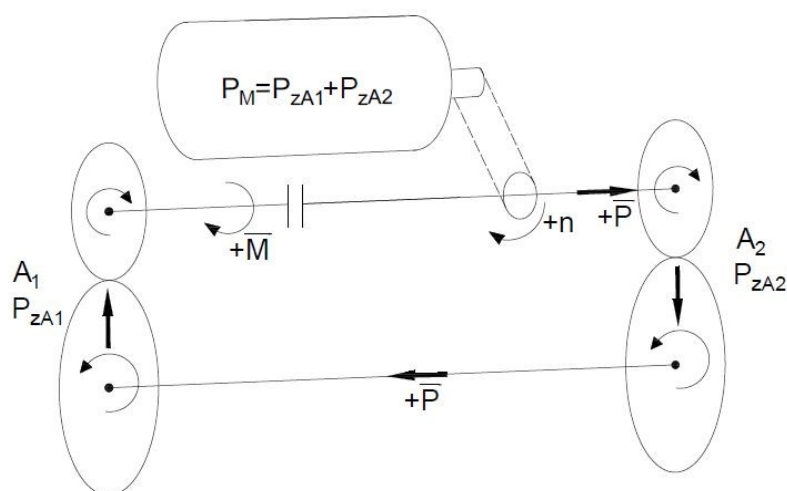
Kompaktní snímače Heidenhain ROD 420 500 01 – 03 slouží ke snímání chyby převodu a jsou připevněny k zadní části převodovky. Technická specifikace snímače chyby převodu je uvedena v tab. 5.8. K přenosu točivého momentu na snímače jsou použity vložené hřídele. Ke sledování hodnot točivých momentů v navrženém zkušebním okruhu slouží snímač točivého momentu, který bude nainstalován na torzní hřídeli. [23]

Tab. 5.8 – Technická specifikace snímače Heidenhain ROD 420 500 01 – 03 [23]

Označení	Hodnota	Jednotka
Výstupní napětí U_V	5	V
Maximální vstupní otáčky n_{SNMAX}	12 000	1/min
Napájecí napětí U_N	5	V
Max. vzorkovací frekvence f_{sMAX}	300 000	Hz

5.6 Rozbor toku výkonu

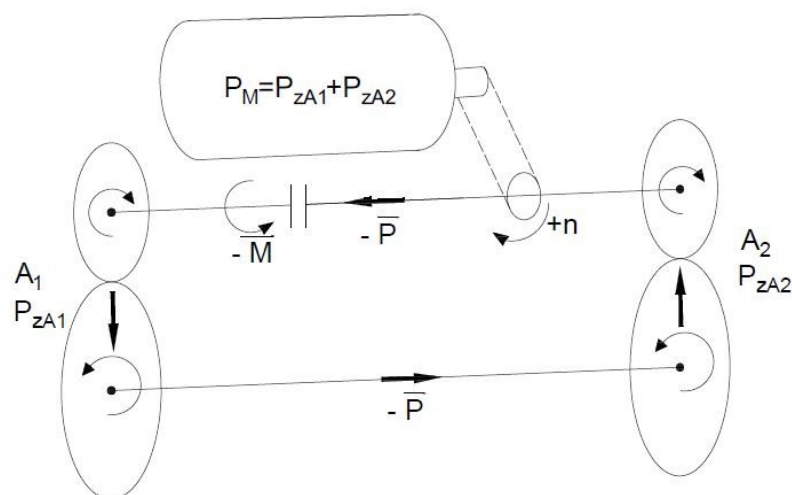
Určujícími parametry pro stanovení směru toku výkonu v okruhu jsou smysl otáčení hnané řemenice a smysl předpětí momentovým zatížením. Pokud dojde k otáčení hnané řemenice a tedy i vstupního hřídele zkušební převodovky ve směru hodinových ručiček, pak je takovýto směr otáčení označen $+n$. Jestliže dojde k předepnutí okruhu momentem ve směru hodinových ručiček, pak smysly otáčení $+n$ a předepínacího momentu $+M$ jsou shodné. V tomto případě je směr toku výkonu kladný a nese označení $+P$. Výkon teče nejprve do agregátu A_2 a poté do agregátu A_1 , ve kterém se uzavírá. Takovýto zatížení $(+M, +n)$ je označeno jako „zatížení A“ a je zobrazeno na obr. 5.10. Stejného smyslu toku výkonu $+P$ lze docílit i při otáčení proti směru hodinových ručiček $-n$ a současném působení předepínacího momentu ve shodném směru $-M$.



Obr. 5.10 – Zatížení A

Jestliže se při otáčení hnané řemenice ve směru $+n$ zkušební okruh zatíží momentem $-M$, jehož smysl je záporný (proti směru hodinových ručiček), pak směr toku výkonu bude záporný $-P$.

Zkušební výkon zatěžuje nejprve agregát A_1 a poté se uzavírá v agregátu A_2 . Zatížení $(-M, +n)$ je označeno jako „zatížení B“ a je znázorněno na obr. 5.11.



Obr. 5.11 – Zatížení B

Při realizaci otáčení hnané řemenice proti směru hodinových ručiček – n a při současném působení předepínacího momentu $+M$ je směr toku výkonu rovněž záporný – P .

Pro další potřeby návrhu uzavřeného okruhu bude uvažováno pouze se „zatížením A“ a „zatížením B“, jelikož zkušební převodovka by měla být zatěžována totožně jako ve vozidle. Proto neuvažují s možností reverzace pohonu, kdy by došlo k otáčení vstupní hřídele zkušební převodovky v záporném smyslu – n .

5.7 Rozbor ztrát a výkonu v uzavřeném okruhu

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.2.2, pohon uzavřeného zkušební okruhu musí pokrýt pouze ztráty třením, které vznikají v jednotlivých částech okruhu. Pro stanovení potřebného výkonu elektromotoru je nutné stanovit zkušební výkon v okruhu a následně vzniklé výkonové ztráty jednotlivých částí.

Výpočet zkušební výkonu

Minimální točivý moment na vstupu do zkušební převodovky je dle zadání 150 Nm. Pro navržený zkušební okruh volím předepínací točivý moment na vstupu do zkušební převodovky $T_{VS} = 200 \text{ Nm}$.

Předepínací točivý moment je dvojnásobně větší než moment, na který je dimenzována převodovka MQ 100. Při provádění testování životnosti převodovky na navrženém zkušebním okruhu se tedy bude jednat o zkrácené životnostní zkoušky. U výpočtu zkušebního výkonu uvažují s maximálními otáčkami elektromotoru.

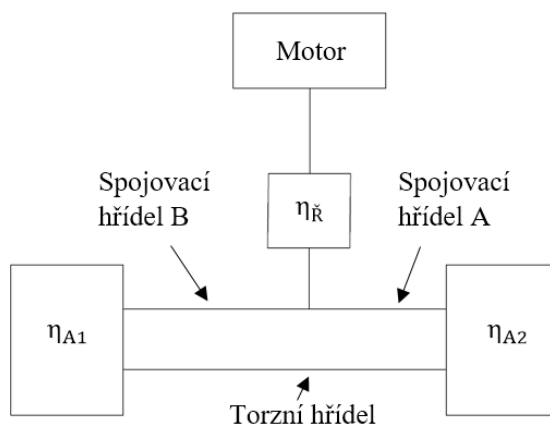
$$P = T_{VS} \cdot \omega = T_{VS} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_M \quad (5.1)$$

$$P = 200 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{2900}{60}$$

$$P = 60\,737,46 \text{ W} = 60,74 \text{ kW}$$

Výpočet účinností jednotlivých částí okruhu

K určení účinností okruhu je na obr. 5.12 zobrazeno názorné schéma s vyznačením hlavních účinností, které se v okruhu vyskytují. Jmenovitě se jedná o účinnost řemenového převodu a o účinnosti agregátů A_1 a A_2 .



Obr. 5.12 - Zjednodušené schéma s vyznačením účinností okruhu

Odhad dílčích účinností

η_{OZ} – Účinnost čelního ozubeného soukolí se šikmými zuby. [3]

η_L – Účinnost jednoho valivého ložiska. [3]

η_S – Účinnost jedné ozubené spojky. [18]

$$\eta_{OZ} \doteq 0,98 \text{ [8]} \quad (5.4)$$

$$\eta_L \doteq 0,995 \text{ [3]} \quad (5.5)$$

$$\eta_S \doteq 0,98 \quad (5.6)$$

Výpočet účinností

Do účinností agregátů A_1 a A_2 jsou zahrnuty také účinnosti ložisek, do kterých jsou spojovací hřídele A a B uloženy a dále také účinnosti zubových spojek, které jsou použity u spojovacích hřídelů A, B a u torzní hřídele. [8]

$$\eta_{A1} = \eta_{OZ} \cdot \eta_L^6 \cdot \eta_S^3 = 0,98 \cdot 0,995^6 \cdot 0,98^3 = 0,92 \quad (5.7)$$

$$\eta_{A2} = \eta_{OZ} \cdot \eta_L^6 \cdot \eta_S^3 = 0,98 \cdot 0,995^6 \cdot 0,98^3 = 0,92 \quad (5.8)$$

$$\eta_{\check{R}} = 0,98 \quad [8] \quad (5.9)$$

Výpočet ztrátových výkonů

Část zkušebního výkonu, která cirkuluje v okruhu, je odvedena ztrátovými výkony a přeměněna v teplo. Ze stanovených účinností jednotlivých částí zkušebního okruhu je možné určit ztrátové výkony. Výkon elektromotoru je dán součtem jednotlivých ztrátových výkonů – viz obr. 5.13 a 5.14.

Ztrátový výkon řemenového převodu

$$P_{z\check{R}} = P_{MT} \cdot (1 - \eta_{\check{R}}) = 17 \cdot (1 - 0,98) = 0,34 \text{ kW} \quad (5.10)$$

Ztrátový výkon agregátu A_1

$$P_{zA1} = P \cdot (1 - \eta_{A1}) = 60,74 \cdot (1 - 0,92) = 4,86 \text{ kW} \quad (5.11)$$

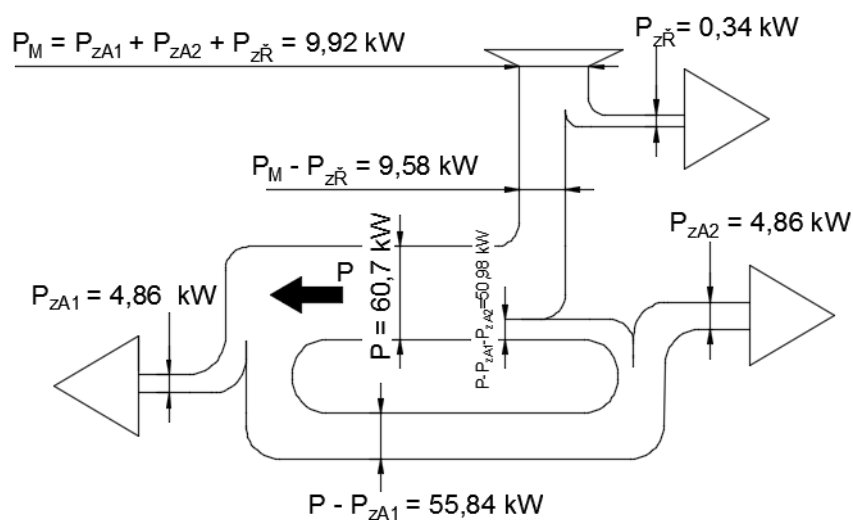
Ztrátový výkon agregátu A_2

$$P_{zA2} = P \cdot (1 - \eta_{A2}) = 60,74 \cdot (1 - 0,92) = 4,86 \text{ kW} \quad (5.12)$$

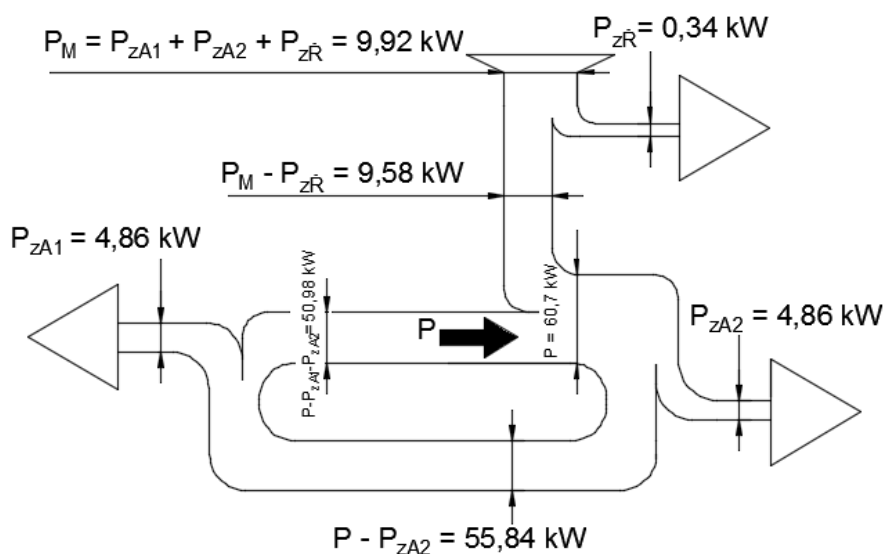
Výpočet potřebného výkonu elektromotoru

$$P_M = P_{zA1} + P_{zA2} + P_{z\check{R}} = 4,86 + 4,86 + 0,34 = 9,92 \text{ kW} \quad (5.13)$$

Pro vypočtený zkušební výkon, účinnosti a ztrátové výkony je na obr. 5.13 zobrazeno schéma toků a ztrát výkonu v navrženém zkušebním okruhu pro zatěžování A (+M, +n). Na obr. 5.14 je vyobrazeno schéma toků a ztrát výkonu pro zatěžování B (-M, +n).



Obr. 5.13 – Schéma toku výkonu a ztrát výkonu pro zatěžování A



Obr. 5.14 – Schéma toku výkonu a ztrát výkonu pro zatěžování B

5.8 Rozbor zatížení uzavřeného zkušebního okruhu

Pro navržený uzavřený zkušební okruh existují dvě možnosti zatížení, které závisí na způsobu zatěžování okruhu A a B. Stanovení jednotlivých parametrů při zatěžování vychází z převodových poměrů jednotlivých zkoušených soukolí. V tab. 5.9 jsou uvedeny informace o počtech zubů jednotlivých zkoušených převodových stupňů.

Tab. 5.9 Počty zubů jednotlivých zkoušených soukolí [13]

Převodový stupeň	Počet zubů kola	Počet zubů pastorku
II.	$z_2 = 43$	$z_1 = 22$
III.	$z_4 = 47$	$z_3 = 37$
IV.	$z_6 = 49$	$z_5 = 47$

Výpočet dílčích převodových poměrů

$$u_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{43}{22} = 1,95 \quad (5.14)$$

$$u_{3,4} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{47}{37} = 1,27 \quad (5.15)$$

$$u_{5,6} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{49}{47} = 1,04 \quad (5.16)$$

Výpočet výstupních točivých momentů ze zkoušené převodovky

$$T_{\text{VYII.}} = T_{\text{VS}} \cdot u_{1,2} = 200 \cdot 1,95 = 390 \text{ Nm} \quad (5.17)$$

$$T_{\text{VYIII.}} = T_{\text{VS}} \cdot u_{3,4} = 200 \cdot 1,27 = 254 \text{ Nm} \quad (5.18)$$

$$T_{\text{VYIV.}} = T_{\text{VS}} \cdot u_{5,6} = 200 \cdot 1,04 = 208 \text{ Nm} \quad (5.19)$$

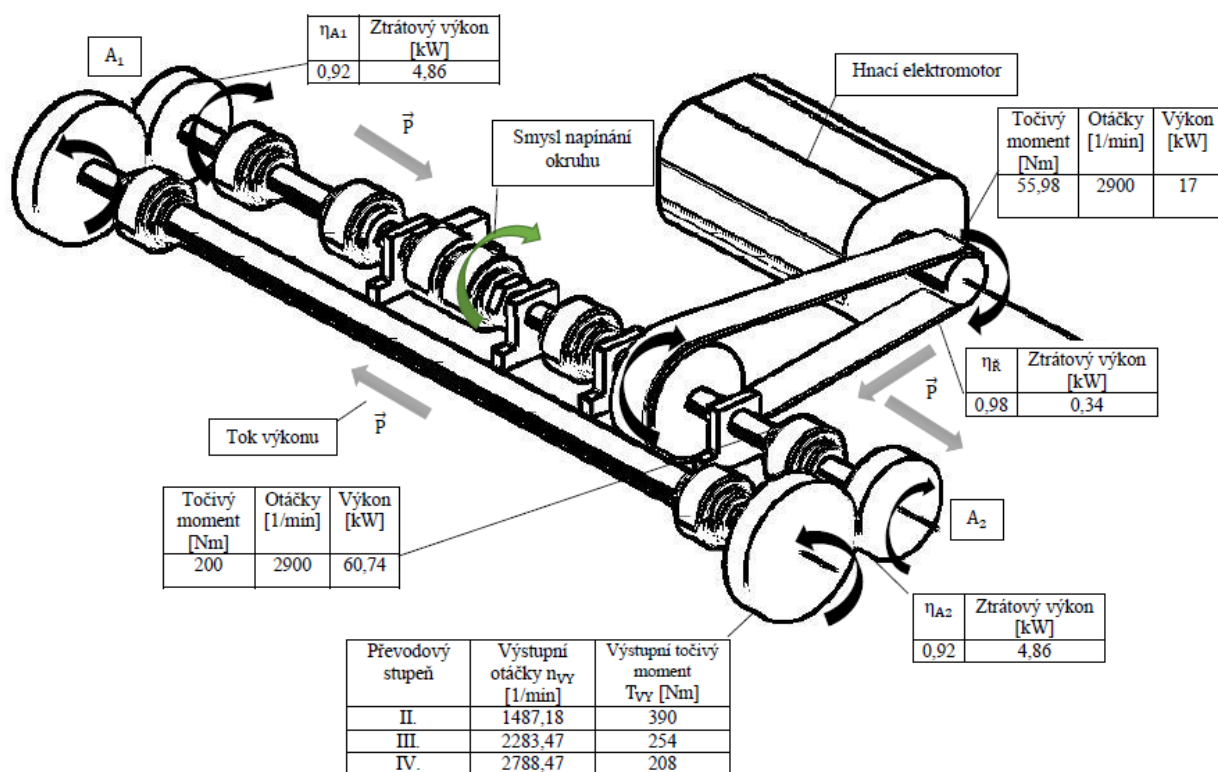
Výpočet výstupních otáček ze zkoušené převodovky

$$n_{\text{VYII.}} = \frac{n_{\text{M}}}{u_{1,2}} = \frac{2900}{1,95} = 1487,18 \text{ min}^{-1} \quad (5.20)$$

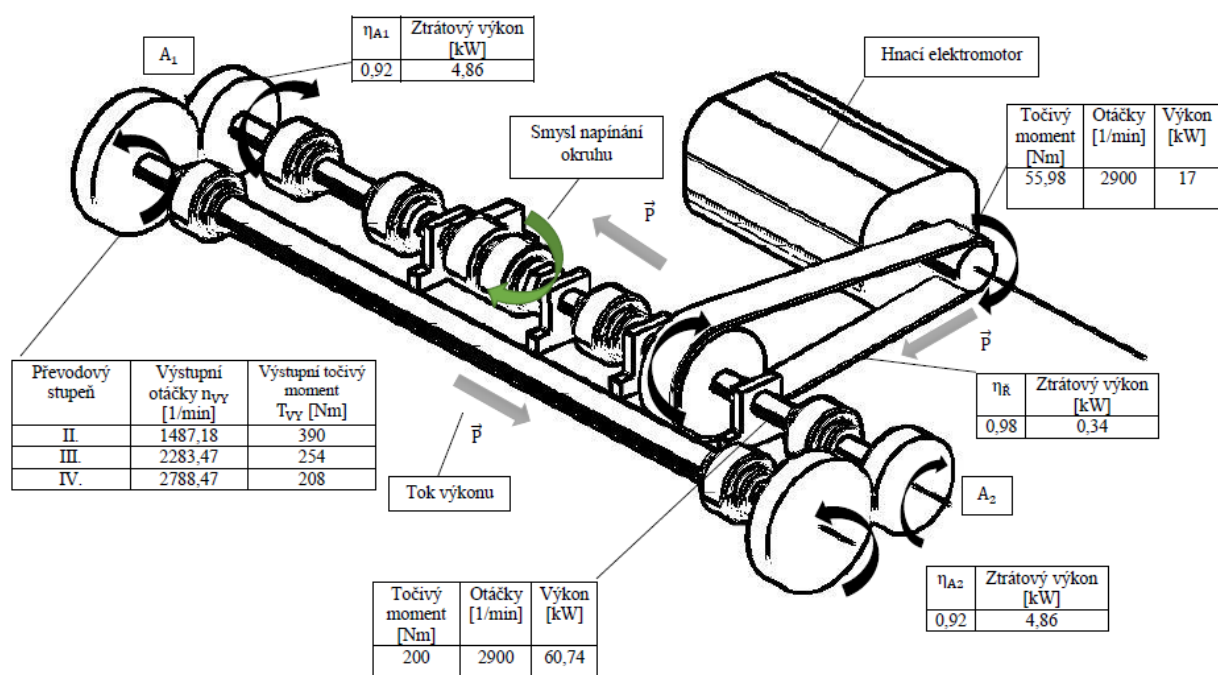
$$n_{\text{VYIII.}} = \frac{n_{\text{M}}}{u_{3,4}} = \frac{2900}{1,27} = 2283,47 \text{ min}^{-1} \quad (5.21)$$

$$n_{\text{VYIV.}} = \frac{n_{\text{M}}}{u_{5,6}} = \frac{2900}{1,04} = 2788,47 \text{ min}^{-1} \quad (5.22)$$

Na obr. 5.15 je znázorněno schéma rozboru zatížení navrženého zkušební okruhu pro smysl pro zatěžování A (+M, +n). Na obr. 5.16 je znázorněno schéma rozboru zatížení navrženého zkušební okruhu pro zatěžování B (-M, +n).



Obr. 5.15 - Schéma rozboru zatížení navrženého zkušební okruhu pro zatěžování A



Obr. 5.16 - Schéma rozboru zatížení navrženého zkušební okruhu pro zatěžování B

6. Pevnostní a návrhové výpočty

6.1 Návrhový výpočet ozubených spojek

Při návrhovém výpočtu ozubených spojek, jejichž technické údaje jsou uvedeny v tab. 6.1, uvažuji s maximálním točivým momentem, který v uzavřeném zkušebním okruhu nastane po zařazení druhého rychlostního stupně. Při volbě servisního faktoru S_f se bere ohled na stav zatížení, provozní podmínky a typ poháněcího agregátu. Navržený okruh je poháněn asynchronním elektromotorem s pravidelným provozem bez přetížení a nárazů. [18]

Tab. 6.1 – Technické údaje spojek GFAS – 25 [18]

Označení	Hodnota	Jednotka
T_{MAX}	600	Nm
n_{sMAX}	6000	1/min

Nominální přenášený točivý moment

$$T_{NOM} = T_{VYIL} \cdot S_f \quad (6.1)$$

$$T_{NOM} = 390 \cdot 1,25 = 487,5 \text{ Nm}$$

$$T_{NOM} \leq T_{MAX} \quad (6.2)$$

$$487,5 \leq 600$$

Kontrola přípustných otáček

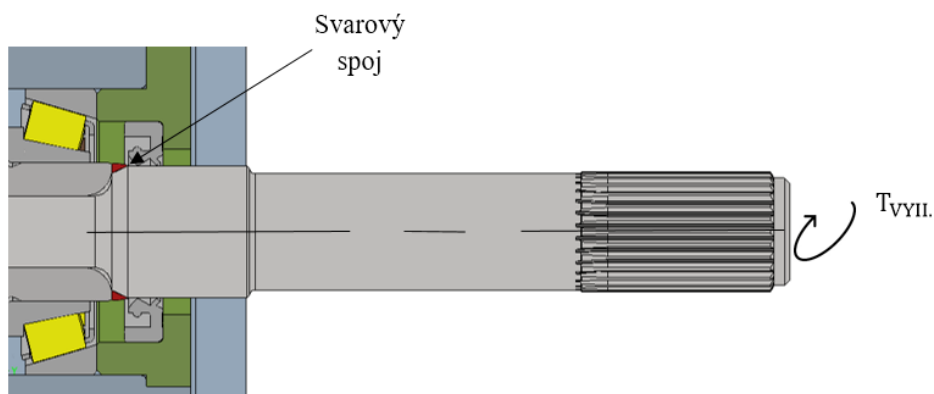
$$n_M \leq n_{sMAX} \quad (6.3)$$

$$2900 \leq 6000$$

Navržené ozubené spojky vyhovují.

6.2 Pevnostní kontrola svaru spojovací hřídele

Spojovací hřídel je ke hnané hřídeli převodovky MQ 100 přivařena koutovým obvodovým svarem – viz obr. 6.1. Při výpočtu uvažuji opět maximálním točivým momentem, který nastane po zařazení druhého rychlostního stupně.



Obr. 6.1 – Pevnostní kontrola svaru spojovací hřídele

Tloušťka svaru

$$t = 1,41 \cdot a \quad (6.4)$$

$$t = 1,41 \cdot 2 = 2,82 \text{ mm}$$

Součinitel tloušťky koutového svaru

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t \quad (6.5)$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot 2,82 = 1,215$$

Výpočet napětí v krutu

k_s – součinitel statické bezpečnosti. Volím $k_s = 1,5$

R_e – mez kluzu pro ocel 14 220. $R_e = 440 \text{ MPa}$. [24]

$$\tau_k = \frac{T_{VYII.}}{W_{KSV}} \leq \beta \cdot \sigma_{Dt} \quad (6.6)$$

$$\tau_k = \frac{T_{VYII.}}{\frac{\pi}{32} \left[\frac{(D_{sp} + 2a)^4 - D_{sp}^4}{\frac{D_{sp}}{2} + a} \right]} \leq \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} = \frac{390\,000}{\frac{\pi}{32} \left[\frac{(21 + 2 \cdot 2)^4 - 21^4}{\frac{21}{2} + 2} \right]} \leq 1,215 \cdot \frac{440}{1,5}$$

$$\tau_k = \frac{390\,000}{\frac{\pi}{32} [(21 + 2 \cdot 2)^4 - 21^4]} \leq 1,215 \cdot \frac{440}{1,5}$$

$$\frac{21}{2} + 2$$

$$\tau_k = 253,2 \text{ MPa} \leq 356,4 \text{ MPa}$$

Navržený svar pevnostně vyhovuje.

7. Závěr

V úvodu diplomové práce byly stručně a jasné vytyčeny cíle. V další části byl uveden stručný úvod do problematiky zkoušení převodových skříní, včetně popisu vybraných realizovaných zkušebních zařízení. Na základě poznatků o životnostních zkouškách a zkušebních zařízeních byl v další části diplomové práce proveden návrh uzavřeného zkušebního okruhu automobilových převodů pro převodovou skříň MQ 100. Při navrhování okruhu byl kladen důraz na jednoduchost a efektivnost zvoleného návrhu. Uzavřený zkušební okruh využívá vybraných dílů, které byly využity v konstrukci zkušebních okruhů na VŠB – TUO v minulosti a tímto přispívá ke snížení případných nákladů na realizaci tohoto okruhu.

Navržený uzavřený zkušební okruh může být v budoucnu zrealizován Katedrou částí a mechanismů strojů, VŠB – TUO, ve spolupráci se Škoda Auto a.s. Cíle, které byly vytyčeny v úvodu práce, byly beze zbytku splněny.

8. Seznam použitých zdrojů

Literatura:

- [1] Vlk, F.: *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*, 1. vydání. Nakladatelství a vydavatelství vlk, Brno, 2001, ISBN 80-238-6573-0
- [2] Moravec, V., Havlík, J.: *Studie uzavřeného zkušebního stavu automobilních převodovek*. Ostrava, 2002. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní.
- [3] Havlík, J.: *Životnostní zkoušky převodových skříní*. Ostrava, 2007. Habilitační práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní. 113s.
- [4] VW.: *Výkresová dokumentace převodové skříně MQ100*.

Internetové zdroje:

- [5] *Zkušební areál Tatra*. [online]. [cit. 2017-02-5]. Dostupné z: <http://www.tatra.cz/vas-tatra-partner/zkusebni-areal/>
- [6] *Ford Gearbox Test Station* [online]. [cit. 2017-02-4]. Dostupné z: http://www.toyo.co.jp/files/user/img/product/mecha/pdf/FORD_gearbox_test_station.pdf
- [7] *Toyota transmission test system* [online]. [cit. 2017-02-4]. Dostupné z: <https://www.toyota-motorsport.com/en/services-en/research-development-en/transmission-test-system-en>
- [8] *Škoda Media Portal* [online]. [cit. 2017-02-4]. Dostupné z: https://media.skoda-auto.com/en/_layouts/Skoda.PRPortal/pressrelease.aspx?ID=960
- [9] *Článek o automobilu Škoda Citigo* [online]. [cit. 2017-02-10]. Dostupné z: <https://www.autokaleidoskop.cz/Novinky/Skoda-Fabia-a-Fabia-Combi-s-novymi-motory/>
- [10] *Katalog asynchronních elektromotorů Siemens* [online]. [cit. 2017-03-1]. Dostupné z: <http://www.zetservis.com/pdf/1LA7.pdf>
- [11] *Katalog ozubených řemenů TYMA* [online]. [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/produkty/detail/08m-1200-30-cxp-22558/>
- [12] *Katalog měřících přístrojů k převodům TYMA* [online]. [cit. 2017-03-15]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/produkty/detail/tyma-belt-control-1-meric-napnuti-32916/>

- [13] *Katalog upínacích lišt elektromotorů TT Linea* [online]. [cit. 2017-03-20]. Dostupné z: <http://www.mateza.cz/e-shop/upinaci-lista-motoru-tt-132-10-linea>
- [14] *Katalog ozubených řemenic TYMA* [online]. [cit. 2017-03-30]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/produkty/detail/34-08m-30-3f-1615-21653/>
- [15] *Katalog upínacích kuželových pouzder Taper* [online]. [cit. 2017-03-30]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/produkty/pouzdra/taper/>
- [16] *Katalog kuličkových ložisek SKF* [online]. [cit. 2017-04-1]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html>
- [17] *Splined connections with involute splines based on reference diameters* [online]. [cit. 2017-04-5]. Dostupné z: http://files.engineering.com/download.aspx?folder=23def1a5-6fb7-4c16-8e6e-bf64c5d2862a&file=Spline_DIN_5480.pdf
- [18] *Katalog ozubených spojek Giflex* [online]. [cit. 2017-04-10]. Dostupné z: <http://www.retezyolomouc.cz/data/produkty/files/199.pdf>
- [19] *Katalog hřídelových těsnících kroužků DIN 3760* [online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://eshop.rubena.cz/gufero-24x-40-7-wa-nbr-din-3760/d-149819-c-2211/>
- [20] *Katalog spojovacích materiálů* [online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/koliky-cepy-zavlacky-pera/koliky-valcove/din6325-kaleny/tolerance-m6/kolik-valcovy-kaleny-din-6325-8x28-m6-7946.html>
- [21] *Katalog těsnících o - kroužků DIN 3771* [online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.spojovaci-material.net/sp/koliky-cepy-zavlacky-pera/koliky-valcove/din6325-kaleny/tolerance-m6/kolik-valcovy-kaleny-din-6325-8x28-m6-7946.html>
- [22] *Katalog pryžových plochých těsnění* [online]. [cit. 2017-04-15]. Dostupné z: <http://www.gufero.com/eshop-225715.html>
- [23] *Katalog snímačů Heidenhain* [online]. [cit. 2017-04-18]. Dostupné z: <http://www.auto-met.com/heidenhain/08PDF/Rotary%20Encoders.pdf>
- [24] *Tabulkové hodnoty mechanických vlastností ocelí* [online]. [cit. 2017-04-18]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>

9. Seznam příloh

Příloha A: Návrh převodu ozubeným řemenem

Příloha B: Sestavný výkres zkušební převodovky

Příloha C: Výrobní výkres zadního víka převodovky